

На правах рукописи

Родионов Леонид Валерьевич

**РАЗРАБОТКА МЕТОДА РАСЧЕТА И УЛУЧШЕНИЕ
ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ШЕСТЕРЕННЫХ НАСОСОВ**

Специальность

01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Самара – 2009

Работа выполнена в государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева» на кафедре автоматических систем энергетических установок.

Научный руководитель:

доктор технических наук, профессор Шахматов Евгений Владимирович.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Фалалеев Сергей Викторович;

доктор технических наук, профессор Громаковский Дмитрий Григорьевич.

Ведущая организация: ОАО «Самарское конструкторское бюро машиностроения»
(г. Самара)

Защита состоится «17» июня 2009 г. в 12⁰⁰ часов на заседании диссертационного совета Д 212.215.02 при государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева» (СГАУ) по адресу: 443086, Самара, Московское шоссе, 34.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке СГАУ

Автореферат разослан «15» мая 2009 г.

Ученый секретарь диссертационного совета

д.т.н., профессор

Скуратов Д.Л.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы.

Широкое применение шестеренных насосов (ШН) в гидромеханических системах машин объясняется простотой и компактностью конструкции, надежностью, малой трудоемкостью изготовления, удобством обслуживания, а также, в отличие от других типов объемных насосов, возможностью непосредственного их соединения с приводными механизмами. Однако, наряду с большим количеством достоинств, ШН обладают рядом существенных недостатков:

- существенная неравномерность подачи рабочей жидкости, которая вызывает пульсации давления, распространяющиеся по магистралям, и является одним из основных факторов, дестабилизирующих нормальную работу гидравлических систем;
- запирание (компрессия) жидкости, приводящее к значительным скачкам давления и, как следствие, разрушению деталей насоса;
- кавитационные процессы, вызывающие эрозионный износ подпятников и шестерен.

Шестеренные насосы широко применяются в авиации, в качестве основного узла системы топливопитания. По данным ОАО «ОМСКАГРЕГАТ» (г. Омск), одного из ведущих предприятий РФ по производству ШН для авиационной техники, их ресурс в 2-3 раза ниже ресурса авиационного двигателя. Например, для двигателя Д-36 эксплуатационный ресурс составляет 12 тыс. часов, а ресурс ШН, работающего в составе топливной системы двигателя, составляет 4 тыс. часов, т.е. общий ресурс такой сложной и дорогой системы, как система топливопитания авиационного двигателя ограничивается ресурсом ШН. Анализ возвращенных на ОАО «ОМСКАГРЕГАТ» для ремонта дефектных насосов показывает, что наработка на отказ возвращенных агрегатов, изготовленных по одной и той же технологии, на одном и том же оборудовании, одним и тем же инструментом, эксплуатируемых в сопоставимых условиях, имеет разброс от 250 до 3250 часов, т.е. более чем в 10 раз.

Одной из основных причин снижения ресурса насосного агрегата является высокая виброакустическая нагруженность его элементов. Поэтому актуальной является работа, направленная на теоретическое и экспериментальное исследование процессов возникновения динамических нагрузок и кавитации в насосных агрегатах и разработку мероприятий по снижению динамических нагрузок в них.

Существует 3 основных метода снижения виброакустической нагруженности агрегатов и систем:

- снижение виброакустической нагруженности в источнике;
- метод частотной отстройки;
- установка гасителя колебаний.

При использовании метода частотной отстройки сложно влиять на все резонансные частоты системы. Установка гасителя колебаний требует внесения изменений в конструкцию топливной системы. Первый метод не имеет указанных недостатков. Поэтому в диссертации проведено теоретическое и экспериментальное исследование динамических процессов в ШН.

Цель исследования. Улучшение динамических характеристик ШН на основе разработки конструктивных мероприятий с использованием нового метода расчета пульсационных процессов в качающем узле.

Задачи исследования.

1. Анализ существующих методик моделирования рабочего процесса шестеренного насоса.
2. Разработка математической модели шестеренного насоса, учитывающей кинематику зацепления, геометрию разгрузочных канавок и утечки рабочей жидкости.
3. Выявление закономерности преобладания первой и второй зубцовых гармоник в спектре пульсаций давления шестеренного насоса. Определение закономерностей влияния геометрических параметров разгрузочных канавок на давление в «запертом» объеме.
4. Уточнение методики расчета кавитационного запаса шестеренного насоса за счет учета условия неразрывности рабочей среды при заполнении межзубовых полостей шестерен на входе в насос.
5. Экспериментальное исследование рабочего процесса шестеренного насоса с целью подтверждения адекватности разработанной математической модели шестеренного насоса.
6. Экспериментальное подтверждение адекватности разработанной методики расчета кавитационного запаса шестеренного насоса, учитывающей условие неразрывности рабочей среды.
7. Разработка и экспериментальная проверка эффективности мероприятий по снижению динамических нагрузок в шестеренных насосных агрегатах.

Методы исследований. Работа выполнена с использованием графоаналитического метода, методов вычислительной математики и методов векторного моделирования.

Экспериментальные исследования динамических характеристик шестеренного насоса проводились на разработанном стенде. При этом для регистрации пульсаций давления и расхода топлива применялся многоканальный автоматизированный измерительный комплекс LMS.

Научная новизна:

1. Разработана математическая модель шестеренного насоса, учитывающая кинематику зацепления, геометрию разгрузочных канавок и утечки рабочей жидкости, позволяющая определять пульсационное состояние шестеренного качающего узла для обеспечения повышенных эксплуатационных характеристик.
2. Создана математическая модель гидродинамики «запертого» объема в шестеренном насосе, позволяющая выбирать профиль разгрузочных канавок, обеспечивающий требуемое давление в «запертом» объеме.
3. Выявлена закономерность наличия первой и второй зубцовых гармоник в спектре пульсаций давления шестеренного насоса, обусловленных процессами разгрузки «запертого» объема и вытеснения рабочей жидкости из межзубовых впадин. Определены закономерности влияния геометрических параметров разгрузочных канавок на давление в «запертом» объеме.
4. Уточнена методика расчета кавитационного запаса шестеренного насоса, позволяющая определить требуемое для бескавитационной работы насоса давление подкачки, учитывающая условие неразрывности рабочей среды в процессе заполнения межзубовых полостей шестерен на входе в шестеренный насос.

Практическая ценность.

Использование закономерностей влияния геометрических параметров разгрузочных канавок на давление в «запертом» объеме позволяет снизить виброакустиче-

скую нагруженность качающего узла за счет разработки конструктивных мероприятий.

Методика расчета кавитационного запаса ШН, позволяет повысить его ресурс за счет более точного определения требуемого для бескавитационной работы насоса давление подкачки.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы доложены и обсуждены на двух Международных и одной Всероссийской конференциях.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 11 работ. Из них 6 статей, в том числе 5 в журналах, рекомендуемых ВАК, тезисы 3-х докладов и 2 патента на полезную модель.

Структура диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, 4-х глав, заключения, списка использованных источников из 81 наименования. Общий объем диссертации 154 страницы, 120 рисунков и 10 таблиц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы и выбранного направления исследований, дана краткая характеристика диссертационной работы, сформулированы основные положения, выносимые на защиту.

В первой главе проведен анализ источников пульсаций ШН, мероприятий по снижению пульсационного и виброакустического состояния ШН.

Проанализированы основные факторы, влияющие на амплитуду и характер изменения пульсаций давления рабочей среды ШН с внешним зацеплением: сам характер организации рабочего процесса насоса, предопределяющий генерирование колебаний жидкости; явление запираания жидкости в межзубовом пространстве; процесс выравнивания давления между двумя полостями при перемещении межзубовой впадины из переходной зоны в полость нагнетания; импульсные утечки жидкости по линии контакта зубьев двух шестерен, обусловленные погрешностью изготовления; радиальные и торцевые утечки рабочей жидкости из полости нагнетания в полость всасывания.

Был проведен анализ существующих методик моделирования рабочего процесса ШН. Исследованию динамики ШН (пульсаций, влияния геометрии разгрузочных канавок, кавитации) посвящено большое количество работ многих авторов: Башты Т.М., Юдина Е.М., Вакка А., Эджа К., Шахматова Е.В., Гимадиева А.Г., Крючкова А.Н., и др. Однако, лишь немногие из них содержат математическую обработку полученных экспериментальных данных, поэтому пригодны для конкретных насосов. Это объясняется большим разнообразием явлений, обусловленных характером организации рабочего процесса насоса и сложностью их математического описания.

Неравномерность подачи рабочей жидкости, образование запертого объема (ЗО) и кавитационные процессы приводят к снижению производительности, износу и даже разрушению деталей и корпуса ШН.

Известные исследования не решают существующую проблему, поэтому работа по улучшению эксплуатационных характеристик шестеренных насосов на основе разработки нового метода расчета динамических процессов в качающем узле является актуальной. Патентный и литературный анализ работ по снижению пульсаций и повышению антикавитационных свойств ШН позволил сформулировать цель и задачи исследований.

Во второй главе разработана математическая модель ШН, учитывающая кинематику зацепления, геометрию разгрузочных канавок и утечки рабочей жидкости (рис.1).

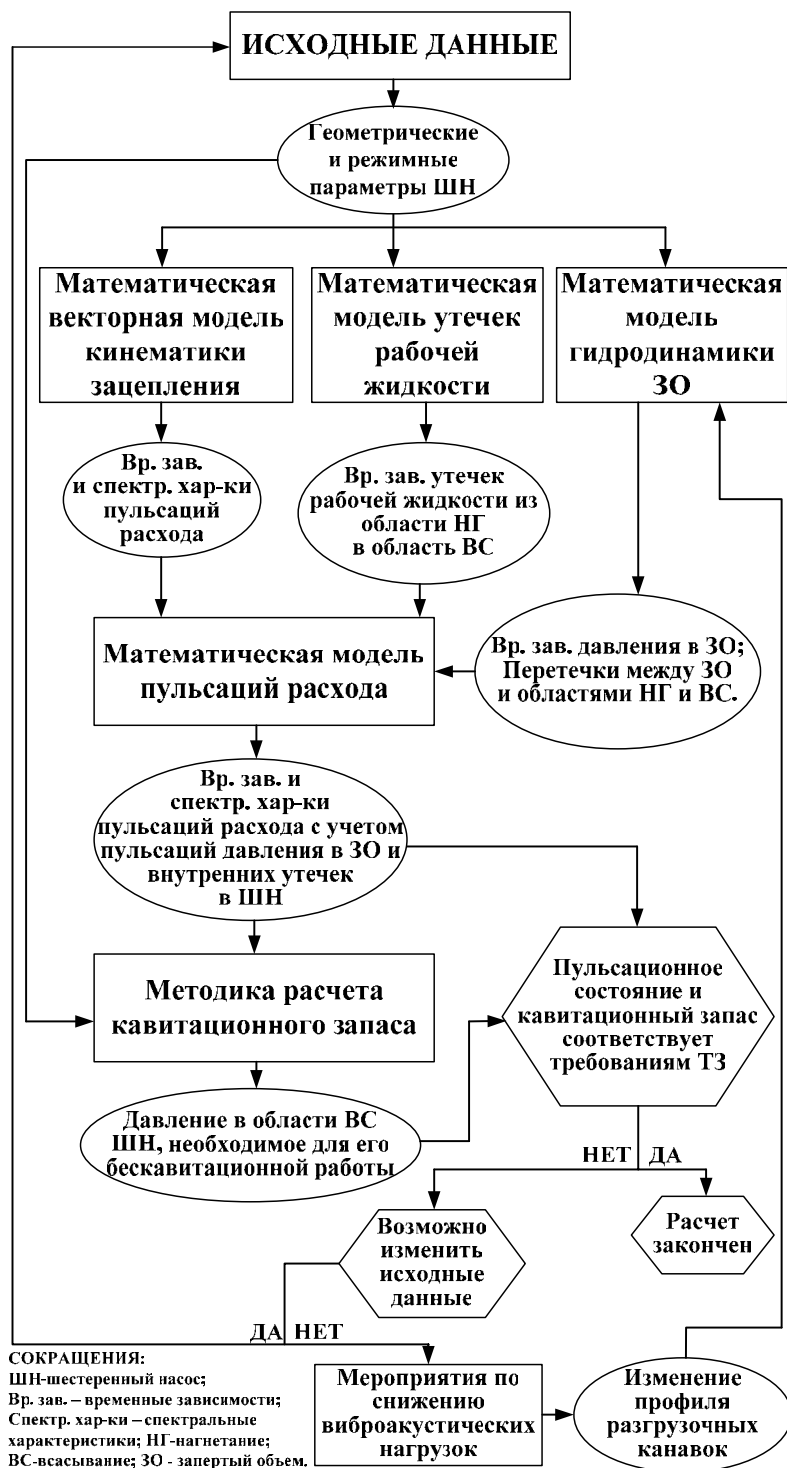


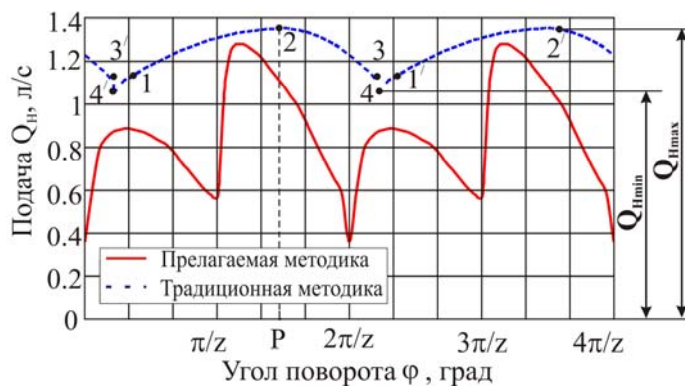
Рисунок 1 – Алгоритм расчета динамических характеристик шестеренного насоса

Аналогично производительность насоса со стороны полости всасывания Q_{BC} определяется по формуле (1), однако характер изменения этого параметра несколько иной (рис. 2б). Здесь двупарному зацеплению шестерен соответствует участок 5–1', при этом скачок значения Q_{BC} (1-2) происходит в момент выхода из зацепления пары зубьев, находящихся в полости всасывания.

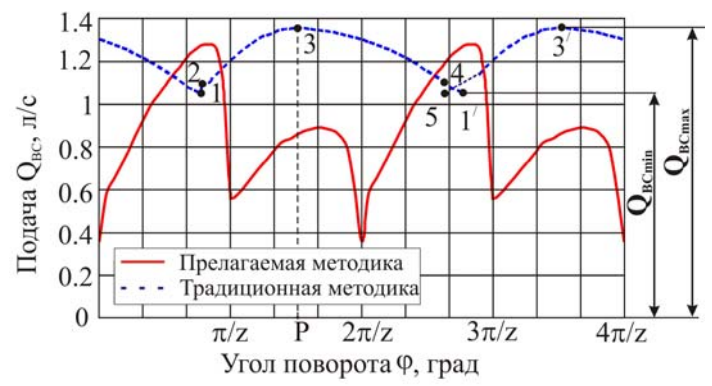
Согласно классической теории зубчатого эвольвентного зацепления, мгновенная подача ШН с двумя одинаковыми шестернями определяется выражением:

$$Q = b\omega(Re^2 - r^2 - x^2), \quad (1)$$

где b - ширина шестерни; ω - угловая скорость вращения шестерни; Re - радиус по окружности головок; r - радиус начальной окружности; x - расстояние от точки зацепления до полюса. Из (1) следует, что максимальная подача имеет место при $x=0$, т.е. в момент касания зубьев в полюсе зацепления, и по мере удаления точки зацепления от полюса подача убывает по параболическому закону (рис. 2а). Величина минимальной производительности насоса $Q_{H\min}$ зависит от конструктивных особенностей насоса. Если шестерни выполнены с перекрытием зацепления, то на протяжении части цикла зацепления (рис. 2а) в контакте находятся одновременно две пары зубьев. При этом объем жидкости между ними оказывается запертым. Вступление в контакт каждой последующей пары зубьев вызывает скачкообразное изменение мгновенного расхода Q_H (3-4 и 3'-4', рис. 2а).



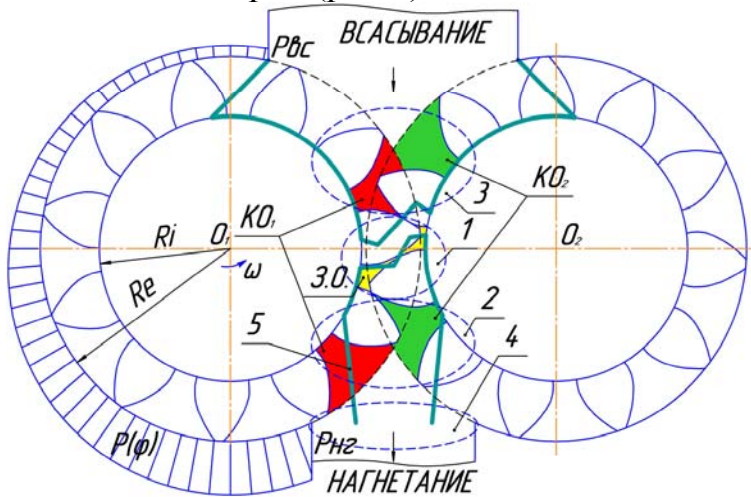
а) нагнетание



б) всасывание

Рисунок 2 – Сравнение неравномерности подачи жидкости

Изложенное классическое теоретическое описание производительности ШН требует уточнения, т. к. при выводе формулы (1) предполагалось, что подача насоса происходит за счет работы пары зубьев после их зацепления. В действительности подача жидкости осуществляется ещё до вступления пары зубьев в зацепление за счет изменения объема межзубовых впадин вследствие входа в них зубьев сопряженных шестерен (рис.3).



$КО_1$ и $КО_2$ – контрольные объемы ведущей и ведомой шестерен; 1 – зона запертого объема; 2 – зона вытеснения; 3 – зона заполнения; 4 – зона выхода; 5 – профиль разгрузочных канавок.

Рисунок 3 – Кинематическая схема шестеренного насоса

В предлагаемой модели учитываются контрольные объемы (межзубовые впадины, ограниченные диаметром окружности головок зубьев), свойства жидкости (плотность, вязкость, сжимаемость) в каждой точке которых приняты одинаковыми и зависящими от времени.

Допущения: не учитываются динамические процессы в зоне 4; не учитываются волновые процессы в трубопроводах, не учитывается инерционность и температура жидкости.

Основной принцип построения модели – определение изменения объема межзубовых впадин вследствие входа в них зубьев сопряженных шестерен (рис.4). Задача сводится к вычислению площади сечения S_i зуба шестерни 1, отсекаемого окружностью De_2 шестерни 2 и площади сечения S_j зуба шестерни 2, отсекаемого окружностью De_1 шестерни 1.

$$Q_{кин}(\psi) = \left(\sum_{i=1}^k S_i(\psi) + \sum_{j=1}^k S_j\left(\psi - \frac{\pi}{z}\right) \right) \cdot b \quad (2)$$

где $Q_{кин}$ – кинематический расход; ψ – угол поворота ведущей шестерни; S_i – площадь зуба ведущей шестерни, отсекаемая окружностью De_2 ведомой шестерни; S_j –

площадь зуба ведомой шестерни, отсекаемая окружностью De_1 ведущей шестерни; z и b - число зубьев и ширина шестерни (рассматривается насос с одинаковыми шестернями); De_1 и De_2 - диаметры окружностей головок зубьев шестерней 1 и 2 соответственно.

Задачи по определению площадей S_i и S_j симметричны, с той лишь разницей, что зуб ведомой шестерни движется с фазовым сдвигом от зуба ведущей шестерни равным половине углового шага π/z . Поэтому решим задачу по определению площади S_i . Вычисление площади S_i производим методом разбиения данной области на мелкие участки S_n с высотой Δ (рис. 5).

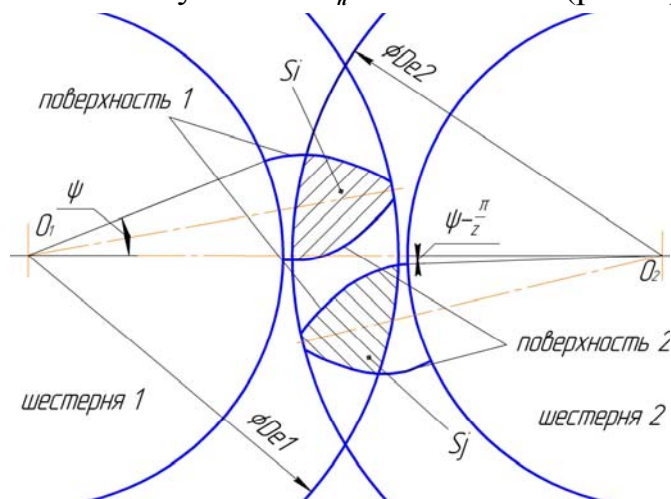


Рисунок 4 – Схема отсечения определяемых площадей зубьев

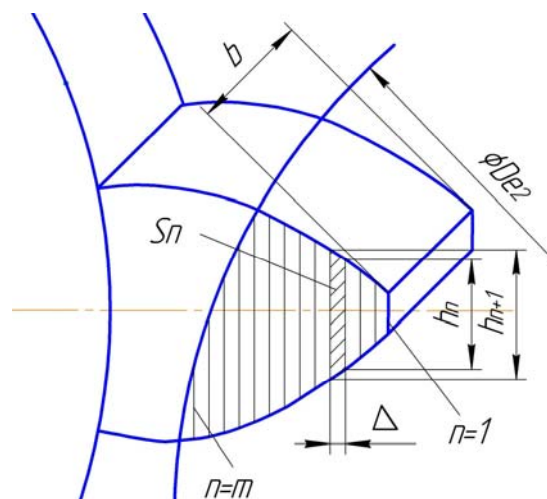


Рисунок 5 – Схема разбиения отсекаемой площади на мелкие участки

Таким образом, площадь определяется по формуле:

$$S_i = \sum_{n=1}^m S_n = \sum_{n=1}^m \left(\frac{h_n + h_{n+1}}{2} \right) \Delta \quad (3)$$

где, n - номер сечения, высотой Δ ; i - номер площади; $n = 1 \dots m$; $i = 1 \dots k$; S_n - площадь n -го сечения.

Далее задачу разбиваем на следующие 3 подзадачи: 1. Описание поверхностей зуба 1 и 2; 2. Описание высоты зуба Δ в конкретном сечении; 3. Описание точек пересечения сечений S_i с De_2 .

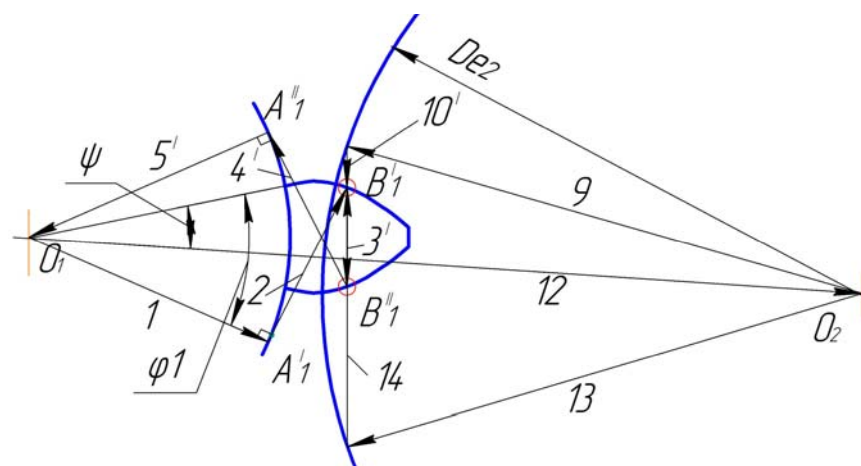


Рисунок 6 - Математическая векторная модель развертки эвольвенты.

В результате решения поставленных трех подзадач получаем векторный контур, описывающий конкретное сечение зуба (рис. 6). Угол вектора 1 связан с углом поворота шестерни зависимостью $\varphi_1 = (\psi + \Delta\varphi \cdot \lambda) \dots (\psi - \theta_e)$, где $\lambda = 0 \dots f$ - число угловых шагов вектора 1; θ_e - сумма угла радиус-вектора эвольвенты в вершине зуба и угла

Векторный контур 1-2-3'-4'-5' с внутриконтурными связями: $\varphi_{3'} = 180^\circ + |\varphi_1|$, $\varphi_2 = \varphi_1 + 90^\circ$, $\varphi_{4'} = \varphi_{3'} + 90^\circ$, $\overline{p_{3'}} = \overline{p_1}$ и $\overline{p_{4'}} = \overline{p_2}$ описывает обе поверхности зуба на концах векторов 2 и 3'. Длина вектора 3' является шириной зуба в конкретном сечении – h_i , а координата “х” вектора 3' позволяет вычислить высоту Δ (см. рис. 5).

Векторные контуры 12-9-10'-3'-4'-5' и 12-13-14-3'-4'-5' описывают вариант пересечения окружности De_2 шестерни 2 и сечения зуба шестерни 1 выше и ниже оси симметрии зуба шестерни 1. Т.е. два данных векторных контура описывают все случаи пересечения сечения зуба шестерни 1 окружностью De_2 шестерни 2.

Анализ ординат $y_{k3'} \prec y_{k9} \prec y_{n3'}$ и $y_{k3'} \prec y_{k13} \prec y_{n3'}$ позволяет найти область, когда окружность De_2 шестерни 2 лежит внутри сечения зуба, где $y_{k3'}$ и $y_{n3'}$ – ординаты конца и начала вектора 3', y_{k9} – ордината конца вектора 9, y_{k13} – ордината конца вектора 13. Это дает возможность получить профиль отсекаемой области сечения зуба в областях пересечения окружности De_2 шестерни 2.

Второй составляющей разработанной модели является подмодель определения утечек в ШН. Утечки жидкости из камеры нагнетания в камеру всасывания могут иметь место по трем основным каналам:

1. через зазор между торцевыми поверхностями шестерен и поверхностями уплотняющих деталей Q_y^T ;
2. через радиальный зазор между цилиндрическими поверхностями шестерен и расточек в корпусе Q_y^P ;
3. через зону зацепления вследствие погрешностей межзубового контакта Q_y^3 .

В предлагаемой модели суммарные утечки Q_y определяются решением уравнения: $Q_y = Q_y^T + Q_y^P + Q_y^3$ (4)

$$\text{где, } Q_y^T = (p_{нз} - p_{вс}) \frac{\delta_m^3 (\beta_{нз} - \beta_{вс})}{12\mu \cdot \ln \frac{R_i}{r_1}}, Q_y^P = \left[(p_{нз} - p_{вс}) \frac{(D_{раст} - D_e)^3}{96\mu \cdot S_e z_k} - \frac{\omega D_e}{8} (D_{раст} - D_e) \right] b,$$

$$Q_y^3 = (p_{нз} - p_{вс}) \frac{\delta_{(3)}^3 b}{48\mu l}, p_{нз}, p_{вс} - \text{давление в областях нагнетания и всасывания;}$$

$\beta_{нз}, \beta_{вс}$ – угол камеры нагнетания и всасывания соответственно; μ – вязкость жидкости; δ_m – торцевой зазор; r_1, R_i – радиус внутренней и внешней границ торцового зазора; ω – угловая скорость; S_e и z_k – суммарная длина дуг и число зубьев ротора находящихся в контакте с поверхностью корпуса насоса; $D_{раст}, D_e$ – диаметр расточек корпуса и окружности головок зубьев; b – ширина зуба; $\delta_{(3)}, l$ – зазор и длина линии контакта зубьев в зоне зацепления.

Допущения: торцевой, радиальный и зазор межзубового контакта считаем постоянными; не учитывается угловая скорость при определении торцевых утечек.

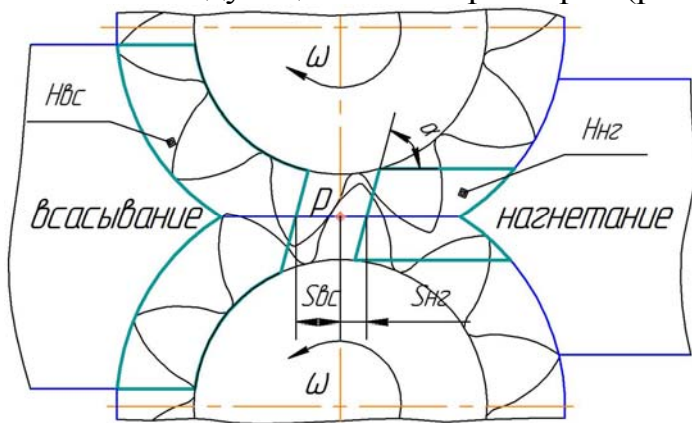
Третьей составляющей разработанной модели является математическая модель гидродинамики ЗО. Используя предложенную систему уравнений (5) можно определить давление в ЗО при различной конфигурации разгрузочных канавок (РК).

Допущения: коэффициенты расхода в область нагнетания μ_n и в область всасывания μ_b из ЗО приняты постоянными.

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_{30} = Q_{сж} + Q_H + Q_B; \\ Q_{сж} = \frac{dV_{II}}{dt}; \\ Q_H = \pm \mu_H F_H \sqrt{\frac{2|\Delta p_H|}{\rho}}; \\ Q_B = \pm \mu_B F_B \sqrt{\frac{2|\Delta p_B|}{\rho}}; \\ \frac{1}{K} = -\frac{1}{V_{II}} \cdot \frac{dV_{II}}{dp}. \end{array} \right. \quad (5)$$

где, Q_{30} - геометрический расход ЗО; Q_H - расход в область нагнетания; Q_B - расход в область всасывания; V_{II} - приведенный ЗО; μ_H, μ_B - коэффициенты расхода площадей контакта ЗО с областями нагнетания и всасывания соответственно; F_H, F_B - площадь контакта ЗО с полостями нагнетания и всасывания соответственно; $\Delta p_H, \Delta p_B$ - разность между давлением в ЗО и давлением нагнетания и всасывания соответственно; ρ - плотность рабочей жидкости; K - объемный модуль упругости.

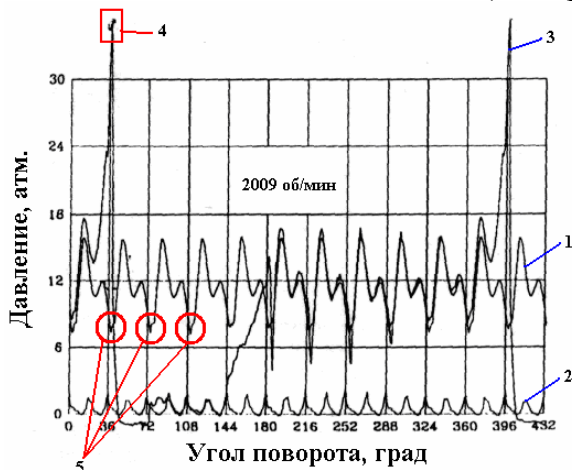
В представленной модели есть возможность изменения профиля РК путем изменения следующих пяти параметров (рис. 7):



- α - угол наклона перемычки;
- $S_{HГ}$ - смещение перемычки в сторону области нагнетания;
- $S_{Вс}$ - смещение перемычки в сторону области всасывания;
- $H_{HГ}$ - глубина РК в области нагнетания;
- $H_{Вс}$ - глубина РК в области всасывания.

Рисунок 7 – Параметры, определяющие геометрию разгрузочных канавок

В момент образования «запертого» объема давление в нем резко возрастает (4 на рис.8). Данный скачок вызывает импульсное увеличение торцевого зазора, приводящего к значительным импульсным утечкам, обуславливающим провал давления в области нагнетания (5 на рис. 8).



- 1-давление нагнетания; 2-давление всасывания; 3-давление, регистрируемое датчиком, установленным в межзубовой впадине шестерни; 4-момент образования запертого объема; 5-провалы давления в области нагнетания.

Рисунок 8 – Пульсации давления в шестеренном насосе

Данный процесс происходит 1 раз за 1 цикл зацепления шестерен, поэтому ему соответствует 1-я зубцовая гармоника в спектре пульсаций давления ШН.

Разработана уточненная методика расчета кавитационного запаса ШН, учитывающая условие неразрывности рабочей среды при заполнении межзубовых полостей шестерен на входе в насос.

Процессы заполнения межзубовых впадин шестерен – сложное гидродинамическое явление, протекающее при резком изменении площадей проходных сечений и перепадов давления на данных сечениях. Давление, необходимое для бескавитационной работы – величина переменная, связанная с мгновенным потребным (из условий неразрывности потока) расходом, при заполнении впадин шестерен. Традиционный кавитационный расчет насосов не учитывает данный аспект процессов заполнения, и поэтому определяются некие осредненные величины потребного давления, не полностью обеспечивающие его бескавитационную работу.

В данном положении происходит заполнение жидкостью полости 1 через канал, образованный зубьями №2 и №3, и полости 2, в которую жидкость попадает по каналам, образованным зубьями №1 и №2 (рис.9). Для каждого углового положения определены минимальные сечения указанных каналов (AB - «промежуточное» и CD - «внешнее»).

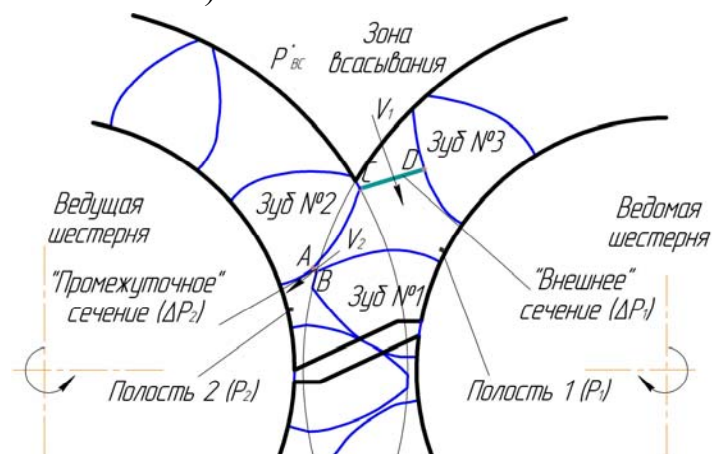


Рисунок 9 – Схема заполнения характерных полостей

Изменение расхода на всасывании определено из модели мгновенной подачи жидкости. Для оценки скорости потока при заполнении межзубовых полостей полагаем жидкость однофазной (без разрыва потока). Расчет наименьшего давления на входе насоса проводим из условия полного (бескавитационного) заполнения межзубовых полостей. Такое условие будет выполнено, если данные полости в любой момент будут заполняться с требуемым расходом, обусловленным кинематикой выхода зубьев из зацепления.

Данный расход определяет скорость V_1 в сечении CD, а в сечении AB скорость V_2 определяется расходом, обусловленным выходом зуба №1 из соответствующей впадины (рис. 10,11).



Рисунок 10 – Изменение скорости V_1 во «внешнем» сечении

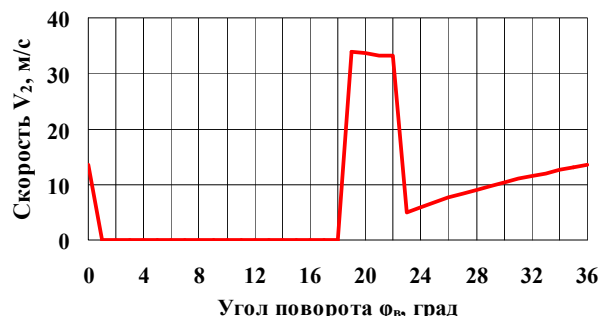


Рисунок 11 – Изменение скорости V_2 в «промежуточном» сечении

По известным $V_1(\varphi_B)$ и $V_2(\varphi_B)$ определяем требуемые из условия неразрывности перепады давления на сечениях:

$$\Delta p_1 = \zeta_1 \cdot \frac{\rho \cdot V_1^2(\varphi_B)}{2} + \frac{\rho}{2} (r_\Gamma^2 - r_{\text{ВП}}^2) \omega^2, \quad \Delta p_2 = \zeta_2 \cdot \frac{\rho \cdot V_2^2(\varphi_B)}{2} + \frac{\rho}{2} (r_A^2 - r_{\text{ВП}}^2) \omega^2 \quad (6)$$

где ζ_1, ζ_2 – коэффициенты гидравлических сопротивлений сечений 1 и 2; ρ – плотность рабочей жидкости; $r_\Gamma, r_{\text{ВП}}, r_A$ – радиусы головок, впадин зубьев, а также промежуточного сечения; ω – угловая частота вращения.

Для бескавитационного заполнения полости 2 необходимо реализовать перепад давлений на сечениях 1 и 2: $\Delta p_{\text{общ}} = \Delta p_1 + \Delta p_2$. Классическое уравнение примет следующий вид: $p_{\text{н.п.}} = \Delta p_{\text{кав}} - p_{\text{н}} + p_\zeta + p_\tau + \Delta p_1 + \Delta p_2$ (7)

где, $p_{\text{н.п.}}$ – давления подкачки; $\Delta p_{\text{кав}}$ – кавитационный запас; $p_{\text{н}}$ – атмосферное давление; p_ζ – потери давления во входной магистрали вследствие сопротивления; p_τ – упругость паров жидкости при температуре T .

В третьей главе описано созданное стендовое оборудование и средства измерения пульсаций давления для оценки адекватности разработанных математической модели пульсаций расхода ШН и методики расчета кавитационного запаса ШН.

Поскольку в разработанной модели мгновенного расхода результатом моделирования являются пульсации расхода, а результатом стендовых измерений являются пульсации давления, то для их сравнения был реализован режим «бегущей» волны. Для этой цели был спроектирован и изготовлен гаситель колебаний (ГК).

Апробация модели проведена при различных давлениях на выходе из ШН (0,3...2,5 МПа) и частоте вращения (500...3500 об/мин). Сравнение экспериментальных данных с расчетными приведено на рис. 12.

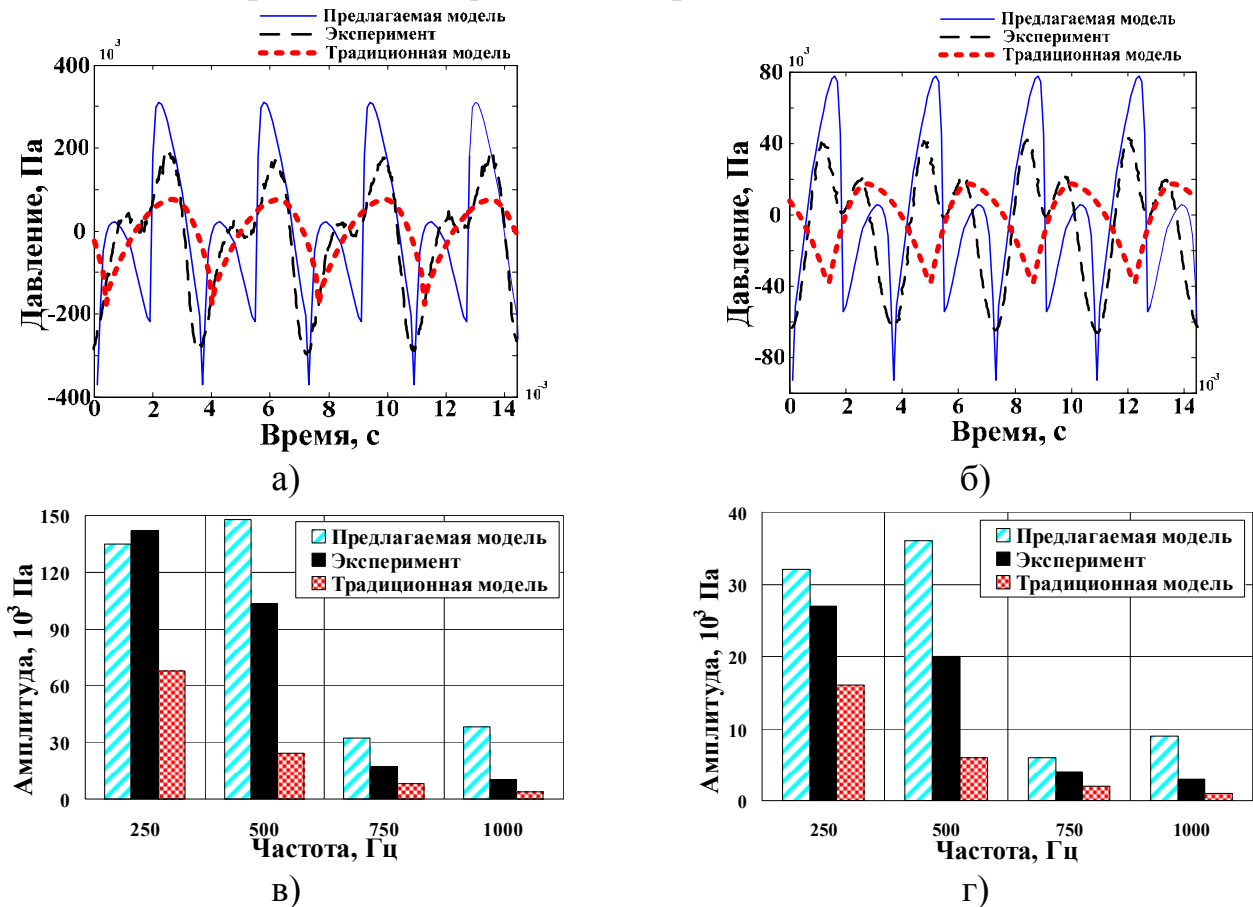


Рисунок 12 – Сравнение временных зависимостей (а,б) и спектральных характеристик (в,г) пульсаций давления в области нагнетания (а,в) и всасывания (б,г) при частоте вращения $n=1500$ об/мин

За одно зацепление зубьев происходит два цикла вытеснения рабочей жидкости (зубом ведущей шестерни из межзубовой впадины ведомой шестерни и зубом ведомой шестерни из межзубовой впадины ведущей шестерни), обуславливающий наличие 2-ой зубцовой гармоник в спектре пульсаций давления ШН (рис.12).

Сравнение по среднеквадратичному значению амплитуд пульсаций давления предлагаемой и существующей моделей с экспериментом показало, что предлагаемая модель точнее существующей на 24-31% в зависимости от режима работы ШН. Приведенная погрешность измерений пульсаций давления составляет 1,1 %. Оценка по критерию Фишера F показала адекватность разработанной модели.

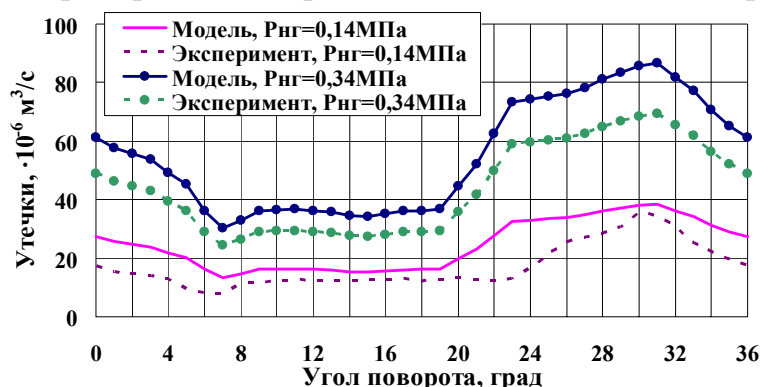


Рисунок 13 – График изменения утечек насоса в зависимости от углового положения шестерен

по проверки адекватности методики расчета кавитационного запаса с целью варьирования давления подкачки использовалось давление наддува бака.

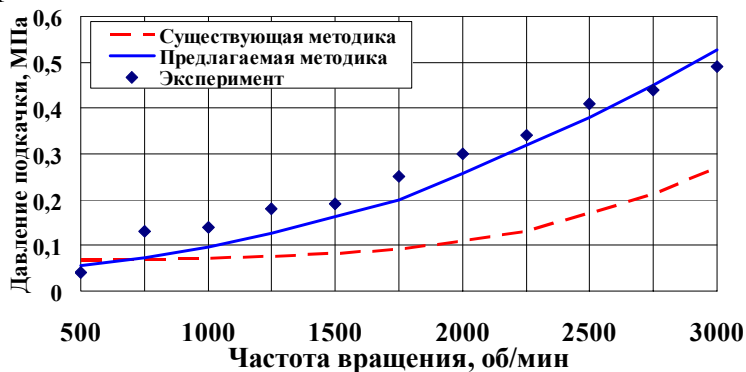


Рисунок 14 – Требуемое давления на входе в насос в зависимости от частоты вращения

ЗО с полостями нагнетания и всасывания определяется частотой вращения вала насоса. Для быстроходных насосов предпочтительно длительное соединение ЗО с областью нагнетания и кратковременное соединение с областью всасывания лишь в конце цикла существования ЗО. В этом случае осуществляется дозаполнение межзубовых впадин ЗО из области нагнетания и снижает вероятность кавитации, хотя и увеличивает утечки.

С использованием разработанной модели гидродинамики ЗО в ШН выявлены закономерности влияния геометрических параметров разгрузочных канавок на давление в области ЗО:

- увеличение угла наклона перемычки α ведет к снижению пика давления (угол перемычки, совпадающий с линией зацепления, обеспечивает конфигурацию РК, наиболее точно отвечающую условию соединения ЗО с полость нагнетания в про-

При подтверждения адекватности модели утечек ШН для каждого углового положения шестерен, при выключенном ШН, на нескольких режимах работы стендовой установки, был проведен замер утечек. Сравнение экспериментальных данных с расчетными свидетельствует о возможности применения данной модели (рис.13).

При проведении экспериментов по проверки адекватности методики расчета кавитационного запаса с целью варьирования давления подкачки использовалось давление наддува бака.

Предложенная методика расчета кавитационного запаса ШН точнее традиционной на 10-55% в зависимости от режима работы ШН (рис.14).

Приведенная погрешность измерений давления подкачки составляет 2,5 %.

В четвертой главе представлены мероприятия по снижению виброакустических нагрузок ШН. Продолжительность соединения

цессе его (запертого объема) сжатия и соединением с полостью всасывания в процессе его раскрытия);

- увеличение глубины РК в области нагнетания $H_{нг}$ также приводит к снижению максимального давления, что объясняется увеличением поперечного сечения канала отвода жидкости из ЗО в область нагнетания;
- увеличение глубины РК в области всасывания $H_{вс}$ ведет к росту минимального давления, что осуществляется за счет подпитки ЗО, на стадии его расширения, из области всасывания;
- смещение перемычки в область нагнетания $S_{нг}$ приводит к увеличению максимального давления в ЗО, что обуславливается снижением продолжительности соединения области ЗО с областью нагнетания;
- смещение перемычки в область всасывания $S_{вс}$ приводит к увеличению минимального давления в ЗО, что объясняется увеличением продолжительности соединения ЗО с полостью нагнетания.

На основе проведенного анализа предложен профиль РК (рис. 15), обеспечивающий снижение пульсаций давления в ЗО (рис.16). Расчетное значение объемного КПД насоса после выполненного мероприятия по сравнению с исходным (КПД=84,7%), снизилось на 1,1 % (погрешность обработки на ЭВМ 0,5 %).



Рисунок 15 – Исходная (а) и предложенная (б) конфигурация РК исследуемого ШН

По результатам измерения пульсаций давления на выходе из ШН с предложенным профилем РК показано, что амплитуда пульсаций давления по СКЗ снижена на 66,4%. Анализ графиков (рис.16, 17) показывает,

что расчетное падение давления в ЗО, в результате предлагаемого мероприятия, подтверждается снижением 1-й зубцовой гармоники.

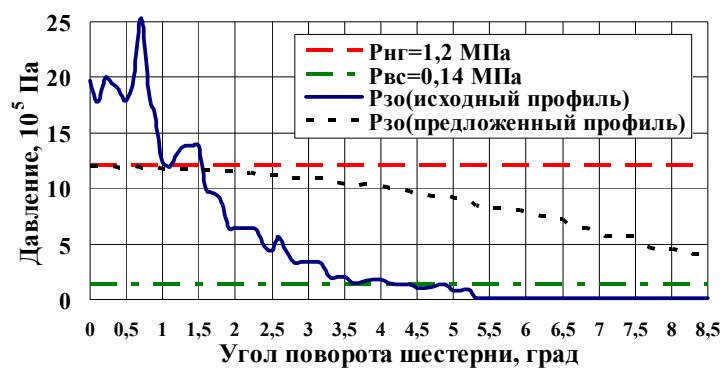


Рисунок 16 – Расчетное давление в запертом объеме при давлении нагнетания $R_{нг}=1,2$ МПа и $n=1500$ об/мин

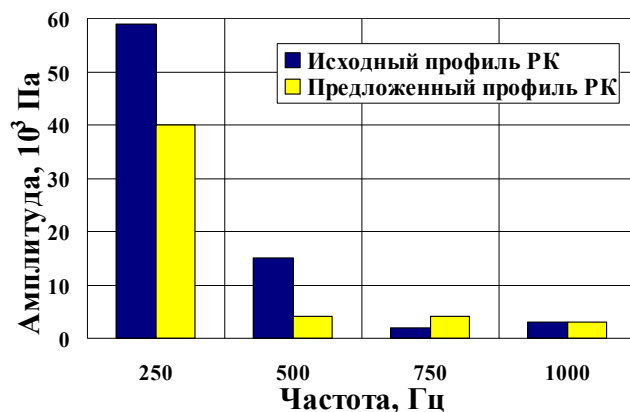


Рисунок 17 – Спектр пульсаций давления на выходе из ШН при давлении нагнетания $R_{нг}=1,2$ МПа и $n=1500$ об/мин

Выполнение РК в области вытеснения (5 на рис.3) привело к снижению 2-ой зубцовой гармоники (рис.17), что подтверждает предположение о закономерности между процессом вытеснения и 2-ой зубцовой гармоникой.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

В диссертационной работе решена задача улучшения динамических характеристик шестеренных насосов на основе разработки конструктивных мероприятий с использованием нового метода расчета пульсационных процессов в качающем узле, имеющая существенное значение для области машиностроения. Получены следующие основные результаты:

1. Разработана математическая модель шестеренного насоса, позволяющая определять пульсационное состояние шестеренного качающего узла. Адекватность разработанной модели подтверждена экспериментально.
2. Предложены подходы, позволяющие использовать разработанную математическую модель шестеренного насоса для расчета динамических характеристик шестеренных насосов с внешним, внутренним и косозубым зацеплением и для создания систем диагностики износа поверхностей зубьев шестерен.
3. Выявлена закономерность наличия первой и второй зубцовых гармоник в спектре пульсаций давления шестеренного насоса, обусловленных процессом вытеснения рабочей жидкости из межзубовых впадин и процессом разгрузки запертого объема. Определены зависимости давления в запертом объеме от геометрических параметров разгрузочных канавок, позволяющие выбирать рациональные схемы разгрузочных канавок.
4. Разработаны мероприятия по улучшению динамических характеристик шестеренного насоса за счет снижения пульсаций рабочей жидкости на 40...70 %, что увеличивает ресурс качающего узла.
5. Уточнена методика расчета кавитационного запаса шестеренного насоса на 10...55% в зависимости от режима работы насоса, за счет учета условия неразрывности рабочей среды при заполнении межзубовых полостей шестерен. Адекватность предлагаемой методики подтверждена по критерию Фишера F.
6. Создана экспериментальная установка для исследования динамических процессов шестеренного насоса, позволяющая определять его виброакустические характеристики, а также для экспериментального подтверждения разработанной математической модели шестеренного насоса.

Основное содержание работы изложено в следующих публикациях:

в ведущих рецензируемых научных изданиях, определенных ВАК России

1. Родионов Л.В. Разработка математической модели возбуждения высокочастотных осевых вибраций корпуса комбинированного насоса с шестеренным качающим узлом [Текст] / Л.В. Родионов, А.Н. Крючков, Е.В. Шахматов, М.С. Гаспаров // Известия СНЦ РАН т.8, - 2006. - №4. - С. 1124-1130.
2. Гаспаров М.С. Применение вейвлет-анализа при исследовании кавитации насосных агрегатов [Текст] / М.С. Гаспаров, А.Н. Крючков, Е.В. Шахматов, Л.В. Родионов // Известия СНЦ РАН т.8, - 2006. - №4. - С. 1131-1135.
3. Крючков А.Н. Исследование неравномерности подачи жидкости шестеренным качающим узлом [Текст] / А.Н. Крючков, Л.В. Родионов, М.С. Гаспаров, Е.В. Шахматов // Вестник СГАУ т.12, - 2007. - №1. - С. 187-195.
4. Родионов Л.В. Расчет давления для бескавитационной работы шестеренного качающего узла [Текст] / Л.В. Родионов // Известия СНЦ РАН т.11, - 2009. - №3. - С. 262-271.

5. Родионов Л.В. Математическое векторное моделирование пульсаций подачи жидкости шестеренным качающим узлом [Текст] / Л.В. Родионов, Б.Б. Косенок, А.Н. Крючков, Е.В. Шахматов // Известия СНЦ РАН т.11, - 2009. - №3. - С. 252-261.

в других изданиях

6. Пат. 56498 Российская Федерация, МПК F 04 В 51/00. Устройство для диагностики насосов. [Текст] / Е.В. Шахматов, А.Н. Крючков, М.С. Гаспаров, В.Н. Илюхин, Л.В. Родионов; заявитель и патентнообладатель ГОУ ВПО СГАУ. – № 2006113004; заяв. 17.04.06;опубл. 10.09.06, Бюл. № 25. – 3 с.

7. Пат. 58628 Российская Федерация, МПК F 04 С 2/08, F 15 В 1/00. Блок питания гидравлической системы. Патент на полезную модель [Текст] / Е.В. Шахматов, А.Н. Крючков, М.С. Гаспаров, В.Н. Илюхин, Л.В. Родионов; заявитель и патентнообладатель ГОУ ВПО СГАУ. – № 2006113669; заяв. 21.04.06;опубл. 27.11.06, Бюл. № 33. – 3 с.

8. Gasparov M.S. High-frequency axial vibration in a combined pump unit with gear stage [Текст] / M.S. Gasparov, A.N. Kruchkov, L.V. Rodionov, E.V. Shakhmatov // Power Transmission and Motion Control – Bath, UK: Hadleys Ltd, 2007. – С. 117-127.

9. Шахматов Е.В. Высокочастотное акустико-вихревое вибронагружение элементов авиационного топливного насоса [Текст] / Е.В. Шахматов, А.Н. Крючков, М.С. Гаспаров, Л.В. Родионов // Тезисы докладов международной научно-технической конференции “Проблемы и перспективы развития двигателестроения”. – 2006. – Ч.1. - С. 142-143.

10. Шахматов Е.В. Возбуждение высокочастотных осевых вибраций корпуса комбинированного насоса шестеренным качающим узлом [Текст] / Е.В. Шахматов, А.Н. Крючков, М.С. Гаспаров, Л.В. Родионов // Тезисы докладов международной научно-технической конференции “Проблемы и перспективы развития двигателестроения”. – 2006. – Ч.2. - С. 70-71.

11. Родионов Л.В. Анализ неравномерности подачи жидкости шестеренным насосом [Текст] / Л.В. Родионов // Тезисы докладов Всероссийской молодежной научной конференции с международным участием, посвященной 100-летию академика С.П.Королева, 65-летию КуАИ-СГАУ и 50-летию со дня запуска первого искусственного спутника Земли “IX Королевские чтения”, 2007 – С. 310.